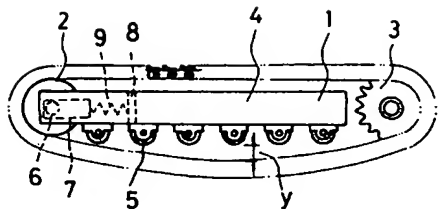
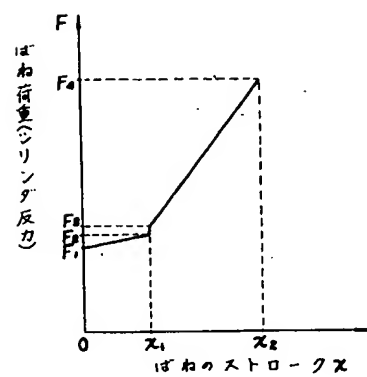


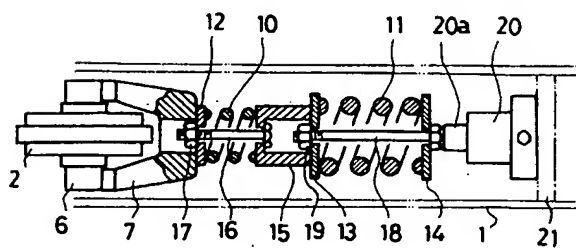
第 1 図



第 3 図



第 2 図



PAT-NO: JP355156773A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 55156773 A

TITLE: SHOCK ABSORBER FOR CRAWLER

PUBN-DATE: December 6, 1980

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

MIHARA, MAKOTO

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

COUNTRY

HITACHI CONSTR MACH CO LTD

N/A

APPL-NO: JP54062206

APPL-DATE: May 22, 1979

INT-CL (IPC): B62D055/30, E02F009/02 , F16F015/06

ABSTRACT:

PURPOSE: To obtain a shock absorber for a crawler capable of adjusting the load in the initial adjustment stage, the load in the stroke-end, and the rigidity of the spring and etc.

CONSTITUTION: The spring for the shock absorber is composed of the first and second spring 10, and 11 having different rigidity, and the first spring is interposed between a bracket 12 and a bracket 15 of a channel shape, while the second spring 11 is interposed between an intermediary bracket 13 and bracket 14. The initial load for the first spring 10 is made adjustable by means of an adjusting bolt 16 fitted to through slidably brackets 15 and 12, while the

⑩ 日本国特許庁 (JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報 (A)

昭55—156773

⑬ Int. Cl.<sup>3</sup>

識別記号

庁内整理番号

⑭ 公開 昭和55年(1980)12月6日

B 62 D 55/30

6927—3D

// E 02 F 9/02

7159—2D

F 16 F 15/06

6747—3J

発明の数 1

審査請求 未請求

(全 4 頁)

⑮ クローラ緩衝装置

株式会社土浦工場内

⑯ 特 願 昭54—62206

⑰ 出 願 人 日立建機株式会社

⑱ 出 願 昭54(1979)5月22日

東京都千代田区内神田一丁目2  
番10号

⑲ 発 明 者 三原誠

⑳ 代 理 人 弁理士 秋本正実

土浦市神立町650番地日立建機

1

2

明 細 書

発明の名称 クローラ緩衝装置

特許請求の範囲

クローラ式自走機械の走行時に遊転輪に生じる衝撃力を反力として受けるばねを有するクローラ緩衝装置において、前記ばねとして、ばね剛性の異なる2個のばねを備え、該2個のばねを直列に組み合わせて緩衝部を構成したことを特徴とするクローラ緩衝装置。

発明の詳細な説明

本発明は、ショベルやクレーン等のクローラ式自走機械において、走行時にクローラに生じる衝撃を吸収するクローラ緩衝装置に関する。

まず従来技術を第1図により説明する。第1図は本発明が適用される機械におけるクローラの従来例を示しており、トラックフレーム1の一端には遊転輪2がトラックフレーム1の長手方向に摺動可能に保持され、他端には駆動輪3が保持され、これらの輪にはクローラ4がかけられている。5はトラックフレーム1に取り付けたトラックローラ

である。遊転輪2の軸受6を保持するヨーク7とトラックフレーム1と一体化された部分8との間には圧縮ばね9が介装され、クローラ4に生じる衝撃を緩和してクローラ4及び遊転輪2、駆動輪3等の破損を防止するようになっている。

前記クローラ緩衝装置として使用されるばね9の荷重(クローラ4の張力の初期調整時の荷重、及びストロークエンド時の荷重)は、ショベルやクレーン等の車体重量及び走行駆動装置の出力(走行力)に対して適した値として決定される。一方、ばね9のストローク量は、クローラ4のトラックリンク連結部のトラックブッシュと遊転輪2又は駆動輪3との間に土砂が噛み込んで来た場合に、クローラの張力が過大になるのを防止するために必要な値、及びばね9の剛性により決定される。

このように、クローラ緩衝装置では、ばね9の荷重及びストローク量は、機械の種々の要因に対して適した値でなければならないが、これらの要因間で荷重及びストローク量の要求が相反する場合がある。例えば、車体の安定度を増加させるた

め、駆動輪3と遊転輪2との間の距離を大きくした場合等では、従来のようにばね9を1個使用するのみでは、ばねの荷重及びストロークを適した値にすることは出来ない。なぜならば、駆動輪3と遊転輪2の間隔が大きい場合、初期のクローラの張り調整時に、片側のクローラを完全に浮かせた時に生じるたわみは、図示のような懸垂線を描くから、トラックフレーム1の中央部でのトラッククローラ5とクローラ4の離反量 $\gamma$ は増加し、初期調整時の荷重は大きい値となる。この離反量 $\gamma$ は、クローラ4のトラックリンク連結部のピン、ブッシュが摩耗することにより生じるクローラ4の伸びにより増加する。このようなクローラの伸びは、機械の使用に伴い増大することを考慮すると、シリンダにより初期のクローラ4の張り調整を行う際には、ばね9が縮んでいた方がよい。即ちばね9が受けもつ荷重は大であつた方がよい。また、仮にクローラ4を浮かせず張り調整をした場合には、ばね9を縮めた状態にしないと、接地分のクローラのガタが取り切れなくなる。一方、

ストロークエンド時の荷重は、主に走行駆動装置の最大出力に適した値として決定され、前記の遊転輪2と駆動輪3との間隔にさほど影響されない。即ち、特にクローラの長さが長い場合に、張り調整を頻繁に行うことがないようにするために、ばね9を遊転輪2側に押して圧縮した状態に設定すると、走行力に対する緩衝作用の面で緩衝作用が低下し、かつクローラ4が張りすぎた状態になる。一方、ばね9の縮み量を前記離反量 $\gamma$ が適正な値になるように調整すると、クローラ4の摩耗に伴う伸びにより、頻繁にクローラの張り調整(ばね9を遊転輪側に圧縮して調整する)を行わなければならない。

本発明の目的は、クローラ緩衝装置のばねに要求される初期調整時の荷重、ストロークエンド時の荷重、ばねストローク、摩耗等により生じるクローラの伸びに対するばね剛性、及び走行力に対してのばね剛性等を各々適した値にすることのできるクローラ緩衝装置を提供することにある。

この目的を達成するため、本発明においては、

緩衝用ばねとして、ばね剛性及びばねストロークの異なる2個のばねを直列に組み合わせたものを用いることにより、機械に適したばね特性を得ることを可能にしたことを特徴とする。

次に本発明の一実施例を、第2図の水平断面図により説明する。第2図において、第1図と同一符号は同じものを示している。10、11はばね剛性の異なる緩衝用第1、第2のばね、12、13、14はトラックフレーム1の長手方向に相対的に移動可能に設けられたブラケットであり、15は中間のブラケット13のヨーク7側の面に固設されたコ字形ブラケットである。前記第1のばね10は、ヨーク7の背面側に設置されるブラケット12とコ字形ブラケット15との間に介装され、第2のばね11は、中間のブラケット13とブラケット14との間に介装されている。16は前記コ字形ブラケット15とヨーク側ブラケット12とに摺動可能に貫装した調整用ボルト、17は該ボルトに螺合された調整用ナットであり、これらは第1のばね10の初期荷重調整を行うためのものである。18は駆動輪側ブラケット

14と中間ブラケット13との間に摺動可能に貫装した調整用ボルト、19は該調整用ボルトに螺合された調整用ナットであり、これらは第2のばね11の初期荷重調整を行うためのものである。20は初期調整を行うためのシリンダでその基部をトラックフレーム1を構成するフレーム21に固定し、ピストンロッド20aを前記調整ボルト18の頭部に押し当てることにより、ばね10、11を圧縮して調整用ナット17、19を締付け、ブラケット14をトラックフレーム1に固定することにより、初期調整を行うものである。

次にこの実施例の作用を第3図により説明する。第3図において、 $F_1$ は第1のばね10の初期荷重、 $F_2$ は第1のばね10のストロークエンドの荷重、 $x_1$ は第1のばね10のストロークである。 $F_3$ は第2のばね11の初期荷重、 $F_4$ は第2のばね11のストロークエンドの荷重、 $x_2 - x_1$ は第2のばね11のばねストロークである。このように、第1のばね10と第2のばね11とのばね剛性を変えることにより、第1、第2のばね10、11の全体のストローク

の小さい間はばねストローク（ばね縮み量）の変化に対するばね荷重（初期調整時にはシリンダ反力）の変化が小さく、ストロークが大きい範囲ではストローク変化に対するばね荷重の変化が大きい特性が得られる。なお、第1のばね10のストローク $x_1$ は第2のばね11のストローク（ $x_2 - x_1$ ）よりも小とする。

このようなばね特性と、クローラの張力等との兼ね合い等について次に説明する。第1図で示したように、片側のクローラ4全体を完全に浮かしてクローラの張力調整を行う場合、クローラ4のトラックフレーム1より下の部分は、遊転輪2と駆動輪3を両端とした懸垂線状になり、クローラ4の重量により、遊転輪2を介してシリンダ反力が生じる。ここで走行性能を適した離反量 $\gamma$ で生じるシリンダ反力が $F_2$ になるように第1ばね10の剛性とストロークを選定しておく。また、荷重 $F_1$ あるいは $F_2$ となるような離反量でも、最適値からはさほど差違がなく、実用上さしつかえない範囲に第1のばね10のばね剛性及びストロークを

選定する。

一方、第2のばね11に関しては、ストロークエンド荷重 $F_4$ は走行力の最大荷重に過する値とし、縮み始めを起こす初期荷重 $F_3$ を前記第1のばね10のストロークエンド荷重 $F_2$ よりやや大としておく（この荷重 $F_3$ は調整用ナット19の調整ベルト18に対する締め付け力の可減で調整できる。）また、ストローク $x_2$ は、走行力がクローラ4に加わって遊転輪2がばね10, 11のたわみにより移動した場合に、その移動量の最適値が（ $x_2 - x_1$ ）と $x_2$ の間にあるように定めておく。しかも、遊転輪2の移動量が（ $x_2 - x_1$ ）でも $x_2$ でも最適値との差違はわずかで、実用上差しつかえない様な値として設定する。

このようにばね剛性、ストロークを選定された第3図のような特性のばね特性とし、初期のクローラ張り調整時には、シリンダ20の力が第1のばね10のストロークエンド荷重 $F_2$ になる様にする。この時、第1のばね10はその全ストローク $x_1$ だけ縮む。この縮み量 $x_1$ により、クローラ4が摩

耗して多少の伸びを生じて、 $x_1$ の範囲までは、遊転輪2は第1のばね10により、 $F_1$ から $F_2$ までの力を受け、 $F_1$ と $F_2$ との差は小であるから、クローラ離反量 $\gamma$ は最適値が保持され、従ってクローラ4の張り調整時期を伸ばすことができる訳である。一方、走行時のばね力及びばねのストロークは従来のものと変わらない。

なお、ばね10, 11は直列に組み合わせられるから、どちらが遊転輪2側にあつても特性は変わらないから、第2図と組み合わせが逆であつても第3図の特性は変わらない。

また、従来構成のもので、シリンダ20がヨーク7とばねとの間に設置されるものもあるが、このような構成のものにおいても緩衝用ばねとして前記のような2個直列型のものを用いる。

以上述べたように、本発明においては、ばね剛性の異なる2つのばねを直列に組み合わせる緩衝用ばねを構成したので、ばねに要求される初期調整時の荷重、ストロークエンド時の荷重、ばねストローク、摩耗等により生じるクローラの伸びに

対するばね剛性、及び走行力に対するばね剛性等を各々適正值に設定することが可能となる。また、クローラ張り調整時期を伸ばすことができるという効果がある。

#### 図面の簡単な説明

第1図は従来技術を説明するクローラの側面図、第2図は本発明の一実施例を説明するクローラの水平断面図、第3図は該実施例におけるばねの特性を示す図である。

1…トラックフレーム、2…遊転輪、4…クローラ、6…軸受、7…ヨーク、10, 11…ばね、12～15…ブラケット、16, 18…調整用ベルト、17, 19…調整用ナット、20…初期調整用シリンダ。

特許出願人 日立建機株式会社

代理人 井理士 秋 本 正 実